МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання індивідуального
розрахунково-графічного завдання № 1
на тему «Розрахунок термодинамічного циклу
комбінованого ДВЗ» з дисципліни
«Теорія двигунів внутрішнього згорання»
для здобувачів вищої освіти спеціальності
G11 «Машинобудування» освітньої програми
«Двигуни внутрішнього згорання»
усіх форм навчання

2026

Методичні вказівки до виконання індивідуального розрахунково-графічного завдання № 1 на тему «Розрахунок термодинамічного циклу комбінованого ДВЗ» з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згорання» для здобувачів вищої освіти спеціальності G11 «Машинобудування» освітньої програми «Двигуни внутрішнього згорання», усіх форм навчання / Укл. : Н. О. Євсєєва, Р. Ф. Сухонос. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2026. 35 с.

Укладачі: Н.О. Євсєєва, доцент, канд. техн. наук
Р.Ф. Сухонос, в.о. директора ВСП “Токмацький механічний фаховий коледж

Рецензент: О.М. Артюх, зав. каф., доцент, канд. техн. наук

Відповідальний за випуск:
О.М. Артюх, зав. каф., доцент, канд. техн. наук

Затверджено
на засіданні кафедри
«Автомобілі, теплові двигуни та
гібридні енергетичні установки»
Протокол № 4
від «09» жовтня 2026 р.

Рекомендовано до видання
НМК Транспортного факультету
Протокол № 2
від «09» жовтня 2026 р.

ЗМІСТ

	С.
1 Тепловий розрахунок двигуна……..…..	4
1.1 Призначення теплового розрахунку…….....	4
1.2 Вихідні дані……...…..	4
1.3 Параметри робочого тіла……...……..	9
1.4 Параметри процесу впуску……....…….	11
1.5 Розрахунок процесу стиснення…….…...…..	13
1.6 Розрахунок процесу згорання…….……..…..…	14
1.6.1 Бензиновий двигун……..	14
1.6.2 Дизельний двигун…….....…	16
1.7 Розрахунок процесу розширення……..……..	18
1.8 Розрахунок показників робочого циклу……...…..……	18
1.9 Визначення розмірів циліндра……...…….….....	20
1.10 Побудова індикаторної діаграми……..	21
1.11 Технічні дані для розрахунку та проєктування охолоджувача…….….	22
2 Динамічний розрахунок двигуна…….…...…....	23
2.1 Призначення динамічного розрахунку……..	23
2.2 Сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі…….	23
2.3 Крутний момент на валу…….	27
3 Оформлення та захист теплового і динамічного розрахунків…….……..	31
Перелік джерел посилання……...	32
Додаток А Термодинамічні властивості робочого тіла	33

1 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

1.1 Призначення теплового розрахунку

Тепловий розрахунок двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) виконують з метою визначення основних розмірів циліндру та показників, що характеризують ефективність та економічність роботи двигуна (p_e – середній ефективний тиск, η_e – ефективний коефіцієнт корисної дії, g_e – питома ефективна витрата палива). За результатами теплового розрахунку виконують побудову індикаторної діаграми, що буде використана у динамічному розрахунку двигуна, визначають максимальний тиск циклу, що є необхідним для розрахунку на міцність деталей ДВЗ (поршень, кришка, гільза). За даними теплового розрахунку можна зробити висновки про якісні показники роботи двигуна та його відповідності до сучасних вимог. Тепловий розрахунок двигуна передує його проектуванню та розрахунку на міцність.

На автотракторній техніці використовують бензинові та дизельні чотири- та двотактні двигуни. Методика теплового розрахунку викладена для двигунів цих типів, вказані відмінності у методиці розрахунку для кожного з них.

1.2 Вихідні дані

Вихідні дані для теплового розрахунку двигуна встановлюються на основі завдання за варіантом (табл. 1.1). Перелік вихідних даних:

– потужність N_e, кВт;

– частота обертання валу n, $хв^{-1}$;

– ступінь стиснення ε;

– коефіцієнт надлишку повітря α;

– тиск наддуву $p_к$, МПа;

– температура повітря на вході у двигун $T_о$, К;

– число циліндрів і;

– розташування циліндрів – рядне (Р), V-подібне (V, кут розвалу циліндрів γ, °), опозитне (О);

– відношення ходу поршня до діаметра циліндра S/D;

– вид палива – бензин (Б), дизельне (Д).

Таблиця 1.1 – Варіанти завдання до розрахунку

Показник		1	2	3	4	5	6	7	8	9
		Д-70Д	Д-250	МС-10	V50	Минск 3.112	ВАЗ-1111	BMW F800ST	BMW R1200C	Днепр МТ-10
1	N_e, кВт	3,6	4,05	7,35	1,32	9	21,5	63,5	45	23,5
2	n, хв$^{-1}$	9000	3800	4500	4400	6300	5600	8000	5000	5800
3	ε	9	9,1	8,5	8,5	9,5	9,9	12	12	7,5
4	α	0,85	0,88	0,85	0,85	0,86	0,86	0,98	0,96	0,85
5	$p_к$, МПа	0.101	0,102	0,100	0,1005	0,100	0,101	0,101	0,102	0,101
6	T_o, К	285	286	287	288	289	290	291	292	293
7	i	1	1	1	1	1	2	2	2	2
8	Розташування циліндрів	–	–	–	–	–	Р	Р	О	О
9	Тактність	2	4	4	2	2	4	4	4	4
10	S/D	0,72	0,86	0,78	1,16	1,12	0,93	0,92	0,72	0,87
11	Паливо	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б

Продовження таблиці 1.1

	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
	ПЛМ-40	Вихрь 25	Matiz	ММЗ Д-245	Volkswagen EA827	МеМЗ-968	МеМЗ-245	МеМЗ-307	МеМЗ-317	A13L
1	29,4	18,4	38	77	74	30	37,5	51,5	56,6	80
2	5800	5000	5900	2200	5800	4500	5400	5500	5500	6000
3	9,2	8,5	9,3	17	10	7,2	9,5	9,8	9,8	10,5
4	0,87	0,85	0,91	1,52	0,91	0,86	0,95	1	0,98	0,98
5	0,101	0,102	0,102	0,12	0,102	0,101	0,101	0,100	0,101	0,101
6	294	295	296	297	298	299	300	301	302	303
7	2	2	3	4	4	4	4	4	4	4
8	Р	Р	Р	Р	Р	V, γ=90°	Р	Р	Р	Р
9	2	2	4	4	4	4	4	4	4	4
10	0,82	0,9	1,05	1,14	0,96	0,87	0,93	0,98	0,95	1,03
11	Б	Б	Б	Д	Б	Б	Б	Б	Б	Б

Продовження таблиці 1.1

	20	21	22	23	24	25	26	27	28
	ВАЗ 2101	ВАЗ 2108	ВАЗ 21126	Mercedes-Benz OM601	4ЧН-12/14	4Ч-10.5/13	Audi 100	Mercedes-Benz M104	6ЧН-12/14
1	47,2	49,8	72,2	55	73	26,5	100	161	110
2	5600	5600	5600	4600	1500	1500	5700	5500	1500
3	8,5	9,9	11	22	14	17	9,8	10	15
4	0,86	0,87	1	1,45	1,4	1,85	0,87	0,95	1,5
5	0,101	0,100	0,103	0,101	0,18	0,1	0,102	0,101	0,17
6	293	292	291	290	291	292	293	294	295
7	4	4	4	4	4	4	5	6	6
8	Р	Р	Р	Р	Р	Р	Р	Р	Р
9	4	4	4	4	4	4	4	4	4
10	0,87	0,87	0,92	0,97	1,17	1,24	1,09	0,91	1,17
11	Б	Б	Б	Д	Д	Д	Б	Б	Д

Продовження таблиці 1.1

	29	30	31	32	33	34	35	36	37
	Mercedes-Benz OM603	ЯМЗ-236НЕ2	ЯМЗ-236М2	Volvo D16	КамАЗ 740.10	КамАЗ 740.11	КамАЗ 740.70	ЗиЛ-130	ЯМЗ-238БЕ
1	84	169	132	368	154	176	206	110,4	220
2	4600	2100	2100	1850	2600	2200	1900	3200	2000
3	22	17,5	17,5	16,0	17	16	16,8	6,5	16,5
4	1,5	1,65	1,5	2,0	1,45	1,7	2	0,85	1,7
5	0,101	0,19	0,1	0,2	0,101	0,15	0,2	0,1	0,2
6	296	297	298	304	299	292	301	302	303
7	6	6	6	6	8	8	8	8	8
8	P	V, γ=90°	V, γ=90°	P	V, γ=90°	V, γ=90°	V, γ=90°	V, γ=90°	V, γ=90°
9	4	4	4	4	4	4	4	4	4
10	0,97	1,08	1,08	1,15	1,0	1,0	1,08	0,95	1,08
11	Д	Д	Д	Д	Д	Д	Д	Б	Д

Для двигунів, що не мають наддуву, приймають $p_к = p_о$, $T_к = T_о$, де $p_о \approx 0{,}101$ МПа, $T_о \approx 293$ К – параметри атмосферного повітря за нормальних умов.

Сучасні форсовані двигуни оснащуються системами наддуву для підвищення агрегатної потужності.

1.3 Параметри робочого тіла

Визначають масову та мольну кількість повітря, свіжого заряду, продуктів згорання, коефіцієнт молекулярного змінення.

Теоретично необхідна кількість повітря (в розрахунку на 1 кг палива):

$$\ell_о = \frac{1}{0{,}23}\left(\frac{8}{3}\text{C} + 8\text{H} - \text{O}\right), \text{ кг/кг}, \tag{1.1}$$

$$\text{L}_о = \frac{1}{0{,}21}\left(\frac{\text{C}}{12} + \frac{\text{H}}{4} - \frac{\text{O}}{32}\right), \text{ кмоль/кг}, \tag{1.2}$$

де C, H, O – елементарний склад палива (масові частки елементів, що входять до складу палива: вуглець, водень, кисень) визначається в залежності від виду палива (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 – Інформація про палива

Вид палива	Елементарний склад			Молекулярна маса	Теплота згорання
	C	H	O	$m_т$	Hu
	–	–	–	–	МДж/кг
Бензин	0,855	0,145	0	110…120	44,0
Дизель	0,870	0,126	0,004	180…200	42,5

Крім вищезазначених елементів, у паливі можуть міститися: сірка S, азот N та інші, однак їх кількість незначна та зазвичай ними нехтують.

Кількість свіжого заряду:
– для бензинового двигуна

$$m_1 = 1 + \alpha \ell_o, \text{ кг/кг}, \quad (1.3)$$

$$M_1 = \frac{1}{m_т} + \alpha L_o, \text{ кмоль/кг}, \quad (1.4)$$

де $m_Т$ – молекулярна маса палива (визначається за табл. 1.2);

– для дизельного двигуна

$$m_1 = \alpha \ell_o, \text{ кг/кг}, \quad (1.5)$$

$$M_1 = \alpha L_o, \text{ кмоль/кг}. \quad (1.6)$$

Кількість продуктів згорання.
Масова кількість продуктів згорання для всіх різновидів двигунів визначається однаково:

$$m_2 = 1 + \alpha \ell_o, \text{ кг/кг}. \quad (1.7)$$

Об'ємна кількість продуктів згорання для бензинового та дизельного двигуна розраховується по різному, в залежності від α:
– при α = 1 (для стехіометричної суміші)

$$M_{20} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0{,}79 L_o, \text{ кмоль/кг}; \quad (1.8)$$

– при α < 1 (для бензинового двигуна)

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0{,}79 \alpha L_o, \text{ кмоль/кг}; \quad (1.9)$$

– при $\alpha > 1$ (для дизельного двигуна)

$$M_2 = M_{20} + (\alpha - 1)\, L_o, \text{ кмоль/кг.} \qquad (1.10)$$

Коефіцієнт молекулярного змінення:

$$\mu = \frac{M_2}{M_1}. \qquad (1.11)$$

Значення $\mu > 1$ вказує на те, що при згоранні вуглеводневого палива кількість молекул збільшується.

Об'ємні частки продуктів згорання:

– частка продуктів згорання для стереометричної суміші

$$r_o = \frac{M_{20}}{M_2}; \qquad (1.12)$$

– частка надлишкового повітря

$$r_\alpha = \frac{(\alpha - 1)L_o}{M_2}. \qquad (1.13)$$

Рівняння для перевірки: $r_o + r_\alpha = 1$.

При $\alpha \leq 1$ частки r_o та r_α не визначаються, тому що в даному випадку надлишкове повітря відсутнє.

1.4 Параметри процесу впуску

До числа основних параметрів процесу впуску відносять тиск (p_a) та температуру (T_a) у циліндрі наприкінці такту впуску, а також коефіцієнт наповнення (η_v). Одночасно з розрахунком процесу впуску визначають також і зниження температури повітря у охолоджувачі (ΔT_{ox}).

Тиск на вході з компресора:

$$p_к^{/} = p_к + \Delta p_x, \text{ МПа,} \qquad (1.14)$$

де $\Delta p_x = (2…6)\cdot 10^{-3}$ МПа – втрати тиску у системі впуску (головним чином в охолоджувачі).

Ступінь підвищення тиску у компресорі:

$$\pi_к = \frac{p_к^/}{p_o}, \qquad (1.15)$$

де p_o = 0,101 МПа – атмосферний тиск.

Температура повітря на виході з компресора:

$$T_к^/ = T_o\left(1+\frac{\pi_к^{\frac{к-1}{к}}-1}{\eta_к}\right), \text{ К}, \qquad (1.16)$$

де T_o = 293 К – температура атмосферного повітря;
к = 1,4 – показник адіабати для повітря;
$\eta_к$ = 0,68…0,80 – ККД компресора.

Значення ККД компресора залежить від його типу та розмірів; зазвичай чим більший компресор, тим вище його ККД Значення $\eta_к$ вказані для найбільш розповсюджених відцентрових компресорів.

Зниження температури повітря в охолоджувачі:

$$\Delta T_{ox} = T_к^/ - T_к, \text{ К}. \qquad (1.17)$$

Охолоджувач встановлюється в системі наддуву між компресором та двигуном та розраховується таким чином, щоб забезпечити зниження температури на ΔT_{ox}.

Тиск у циліндрі наприкінці процесу впуску:

$$p_a = p_к - \Delta p_к, \text{ МПа}, \qquad (1.18)$$

де $\Delta p_к$ – втрата тиску у впускних органах, визначається за статистичними даними

$$\Delta p_к = (0{,}05…0{,}15)\cdot p_к. \quad (1.19)$$

Зі збільшенням тиску наддуву та зниженням частоти обертання валу двигуна величина $\Delta p_к$ зменшується.

Температура в циліндрі наприкінці процесу впуску:

$$T_a = \frac{T_к + \Delta T + \gamma T_г}{1+\gamma}, \text{ К}, \quad (1.20)$$

де ΔT – підвищення температури свіжого заряду при впуску за рахунок підігріву:

– для бензинових двигунів $\Delta T = 0…20$ К;

– для дизельних двигунів $\Delta T = 20…40$ К;

γ – коефіцієнт залишкових газів:

– для бензинових двигунів $\gamma = 0.06…0.12$;

– для дизельних двигунів без наддуву $\gamma = 0.03…0.05$;

– для дизельних двигунів з наддувом $\gamma = 0…0.03$;

$T_г$ – температура залишкових газів:

– для бензинових двигунів $T_г = 900…1100$ К;

– для дизельних двигунів $T_г = 700…900$ К.

Значення $T_г$ приймають в залежності від величини коефіцієнта надлишку повітря α та тиску наддуву $p_к$. Чим вище $p_к$ та менше α, тим вище $T_г$.

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\cdot\frac{p_a}{p_к}\cdot\frac{T_к}{T_к + \Delta T + \gamma T_г}. \quad (1.21)$$

1.5 Розрахунок процесу стиснення

Тиск наприкінці процесу стиснення (на основі політропного процесу)

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа}, \quad (1.22)$$

де n_1 – показник політропи стиснення:

– для бензинових двигунів $n_1 = 1{,}30…1{,}37$;

– для дизельних двигунів $n_1 = 1{,}32…1{,}39$.

Значення показника n_1 збільшується зі збільшенням тиску наддуву $p_к$ та частоти обертання валу n.

Температура наприкінці процесу стиснення6

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ К}. \quad (1.23)$$

1.6 Розрахунок процесу згорання

У бензинових двигунах основна частина палива згорає при малозмінному об'ємі циліндру (V = const), в дизельних двигунах частина палива згорає при умові V = const, а інша частина – за умов p = const. Тому розрахункові рівняння процесу згорання для бензинового та дизельного двигунів різні.

1.6.1 Бензиновий двигун

Рівняння згорання (на основі першого закону термодинаміки)

$$C_{vz}T_z = \frac{1}{\mu + \gamma} \cdot \left[\frac{\xi_z \left(Hu - \Delta H_x \right)}{M_1} + \left(C_{vc} + \gamma C'_{vc} \right) T_c \right], \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}, \quad (1.24)$$

де ξ_z = 0,80…0,90 – коефіцієнт використання теплоти у точці «z»;

$\Delta H_x = 114(1–\alpha)L_o$, МДж/кг – зменшення розрахункової теплоти згорання палива за рахунок хімічної неповноти згорання через недостатню кількість кисню при $\alpha < 1$;

Hu – теплота згорання бензину, МДж/кг (табл. 1.2);

C_{vc}, C'_{vc} – питомі теплоємності повітря та продуктів згорання за умов постійного об'єму та температури T_c, що визначаються з таблиці 4.1 (див. додатки). Значення $C_{v\,i}$ для температур, відмінних від табличних, визначаються методом інтерполяції.

Коефіцієнт використання теплоти ξ_z збільшується зі зростанням ступеня стиснення ε та зниженням частоти обертання валу n.

Розв'язок рівняння виконують графічно. Для цього виконують розрахунки правої частини рівняння, яка позначена як В, та складають таблицю 1.3.

Таблиця 1.3 – До графічного розв'язання рівняння згорання

T_z	К	2300	2400	2500	2600
t_z	°С				
C_{vz}	кДж/(кмоль·К)				
$C_{vz}T_z$	кДж/кмоль				

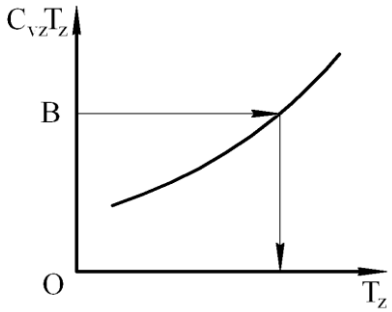

Рисунок 1.1 – Схема графічного розв'язання рівняння згорання (для бензинового ДВЗ)

Якщо розв'язок рівняння відсутній в межах $T_z = 2300…2600$ К, то потрібно виконати розрахунки при більших або менших температурах.

Процес згорання у бензиновому двигуні при умові $\alpha \geq 1$ розраховують за рівнянням, приймаючи $\Delta H_x = 0$.

Максимальний тиск на основі рівняння ізохорного процесу:

$$p_z = \mu\, p_c \frac{T_z}{T_c}, \text{ МПа.} \qquad (1.25)$$

Ступінь підвищення тиску:

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}. \qquad (1.26)$$

1.6.2 Дизельний двигун

Рівняння згорання (на основі першого закону термодинаміки):

$$(C_{vz} + R)T_z = \frac{1}{\mu + \gamma} \cdot \left\{ \frac{\xi_z Hu}{M_1} + \left[C_{vcв} + \gamma C'_{vc} + (1+\gamma)\lambda R \right] \cdot T_c \right\}, \qquad (1.27)$$

де R = 8,31 кДж/(кмоль·К) – газова стала;

ξ_z = 0,65…0,85 – коефіцієнт використання теплоти в точці «z»;

Hu – теплота згорання палива, МДж/кг (табл. 1.2);

$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ – ступінь підвищення тиску;

p_z – максимальне значення тиску за цикл, що обмежується умовами міцності та довговічності, МПа:

– для двигунів без наддуву p_z = 8…10 МПа;

– для двигунів з наддувом p_z = 10…14 МПа;

$C_{vcв}$ – теплоємність повітря за постійного об'єму та температури T_c;

$C'_{vc} = r_o C_{vco} + r_\alpha C_{vcв}$ – теплоємність залишкових газів за постійного об'єму та температури T_c;

$C_{vz} = r_o C_{vzo} + r_\alpha C_{vzв}$ – теплоємність продуктів згорання за постійного об'єму та температури T_z.

Коефіцієнт використання теплоти ξ_z збільшується зі зростанням ступеня стиснення ε, та зменшенням частоти обертання валу n.

Значення теплоємностей для повітря $C_{vcв}$ та $C_{vzв}$ і продуктів згорання C_{vco} та C_{vzo} для суміші стехіометричного складу (α = 1) визначають з таблиці 4.1 (див. додатки). Значення $C_{v\,i}$ для температур, відмінних від табличних, визначаються методом інтерполяції.

Рівняння розв'язують графічно. Для цього розраховують праву частину В та складають таблицю 1.4.

Таблиця 1.4 – До графічного розв'язання рівняння згорання

T_z	К	1600	1700	1800	1900
t_z	°С				
C_{vzo}	кДж/(кмоль·К)				
$C_{vzв}$	кДж/(кмоль·К)				
C_{vz}	кДж/(кмоль·К)				
$(C_{vz}+R)T_z$	кДж/кмоль				

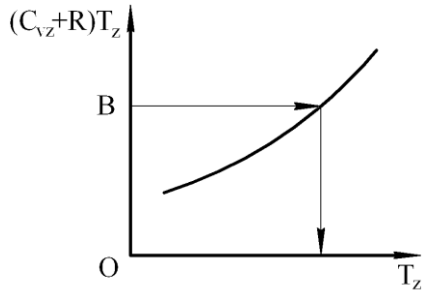

Рисунок 1.2 – Схема графічного розв'язання рівняння згорання (для дизельного ДВЗ)

Якщо розв'язок рівняння відсутній в межах T_z = 1600…1900 К, то потрібно виконати розрахунки при більших або менших температурах.

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{\mu + \gamma}{1 + \gamma} \cdot \frac{T_z}{T_c}. \qquad (1.28)$$

1.7 Розрахунок процесу розширення

Ступінь наступного розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}. \qquad (1.29)$$

Для бензинового двигуна $\delta = \varepsilon$.

Тиск у кінці процесу розширення (на основі рівняння політропного процесу):

$$p_в = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа}, \qquad (1.30)$$

де n_2 – показник політропи розширення:

– для бензинових двигунів $n_2 = 1{,}23…1{,}30$;

– для дизельних двигунів $n_2 = 1{,}18…1{,}28$.

Значення показника n_2 зменшується зі зростанням тиску наддуву $p_к$ та частоти обертання валу n.

Температура наприкінці процесу розширення:

$$T_в = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \text{ К}. \qquad (1.31)$$

1.8 Розрахунок показників робочого циклу

До показників робочого циклу відносять середній тиск у циліндрі, ККД та питому витрату палива. Визначають індикаторні показники, які характеризують якість перетворення енергії в циліндрі, та ефективні, які характеризують енергію на валу двигуна.

Середній індикаторний тиск (розрахунковий):

$$p_{ip} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1}\left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)\right], \text{ МПа}. \qquad (1.32)$$

Дійсний середній індикаторний тиск:

$$p_i = \varphi_п \, p_{ір}, \text{ МПа.} \quad (1.33)$$

де $\varphi_п$ – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми:
– для бензинового двигуна $\varphi_п = 0{,}93…0{,}97$;
– для дизельного двигуна $\varphi_п = 0{,}92…0{,}95$.

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = R \frac{M_1}{Hu} \cdot \frac{p_i}{p_к} \cdot \frac{T_к}{\eta_v}, \text{ МПа.} \quad (1.34)$$

Питома індикаторна витрата палива:

$$g_i = \frac{3{,}6}{\eta_i Hu}, \text{ кг/(кВт·год).} \quad (1.35)$$

Середній ефективний тиск

$$p_e = p_i \cdot \eta_м, \text{ МПа,} \quad (1.36)$$

де $\eta_м$ – механічний ККД двигуна:
– для бензинових двигунів $\eta_м = 0{,}70…0{,}85$;
– для дизельних двигунів $\eta_м = 0{,}75…0{,}90$.

Механічний ККД двигуна підвищується зі зростанням тиску наддуву $p_к$, та зі зниженням частоти обертання валу n.

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_м. \quad (1.37)$$

Питома ефективна витрата палива:

$$g_e = \frac{3{,}6}{\eta_e Hu},\ \text{кг/(кВт·год)}. \qquad (1.38)$$

1.9 Визначення розмірів циліндра

Робочий об'єм циліндра:

$$V_h = \frac{60 \cdot \tau \cdot N_e}{i \cdot p_e \cdot n} \cdot 10^{-3},\ \text{м}^3, \qquad (1.39)$$

де τ – коефіцієнт тактності:
– для чотиритактних двигунів $\tau = 2$;
– для двотактних двигунів $\tau = 1$.

Діаметр циліндра:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \frac{S}{D}}},\ \text{м}. \qquad (1.40)$$

Хід поршня:

$$S = D \cdot \frac{S}{D},\ \text{м}. \qquad (1.41)$$

Об'єм камери стиснення:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1},\ \text{м}^3. \qquad (1.42)$$

Об'єм циліндра у кінці згорання (точка «z»):

$$V_z = \rho V_c,\ \text{м}^3. \qquad (1.43)$$

Повний об’єм циліндра:

$$V_a = V_h + V_c \text{ , м}^3. \quad (1.44)$$

Літраж двигуна:

$$V_{h\Sigma} = i \cdot V_h \cdot 10^3, \text{ дм}^3. \quad (1.45)$$

1.10 Побудова індикаторної діаграми

Індикаторну діаграму будують у системі координат V–p. При виконанні побудови використовують характерні точки «a», «c», «z», «z'», «b». Політропні процеси стиснення та розширення будуються за декількома точками (не менше ніж 4-5). Для спрощення результати розрахунків зводять до таблиці 1.5.

Таблиця 1.5 – До побудови індикаторної діаграми

Показник процесу	Процес стиснення			Процес розширення		
	$n_1 =$			$n_2 =$		
Рівняння	$p = p_a\left(\frac{V_a}{V}\right)^{n_1}$			$p = p_b\left(\frac{V_b}{V}\right)^{n_2}$ або $p = p_z\left(\frac{V_z}{V}\right)^{n_2}$		
Об’єм	V_a	…	V_c	V_z	…	V_b
Тиск	p_a	…	p_c	p_z	…	p_b

При побудові політропних процесів задають декілька значень об’єму (для процесу стиснення у діапазоні від V_a до V_c, для процесу розширення у діапазоні від V_z до V_b) та виконують розрахунок відповідних тисків.

Індикаторна діаграма буде надалі використана для динамічного розрахунку.

1.11 Технічні дані для розрахунку та проєктування охолоджувача

Для розрахунку та проєктування охолоджувача використовують вихідні дані, отримані на основі теплового розрахунку двигуна.

Зниження температури повітря в охолоджувачі (1.17) – ΔT_{ox}, К.

Витрата повітря через охолоджувач:

$$G_{пов.} = i \cdot V_h \cdot \frac{p_к}{RT_к} \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_v, \text{ кг/с.} \qquad (1.46)$$

2 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

2.1 Призначення динамічного розрахунку

Визначають сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (на поршень, шатун, колінчастий вал, шатунну шийку, корінні опори), та виконують побудови сил в залежності від кута повороту колінчастого валу. Крім того, визначають миттєві значення крутного моменту, будують діаграму сумарного крутного моменту на валу двигуна та визначають середній крутний момент. Результати динамічного розрахунку двигуна (сили та моменти) використовують для розрахунку деталей та елементів двигуна, а також трансмісії автомобіля на міцність та витривалість.

2.2 Сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

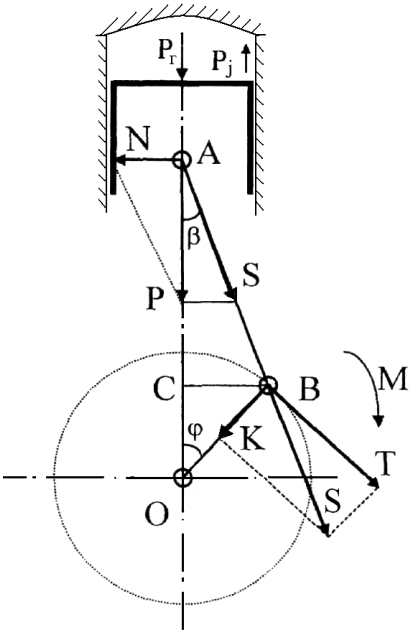

Рисунок 2.1 – Основні сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі

Сила, що діє на поршень:

$$P = P_г + P_j, \text{ Н}, \qquad (2.1)$$

де $P_г$ – газова сила, Н;

P_j – сила інерції поступально рухомих мас, Н.

Газова сила:

$$P_г = (p - p_o)\cdot F_п, \text{ Н}, \qquad (2.2)$$

де p – тиск у циліндрі, визначається а допомогою індикаторної діаграми;

p_o = 0,101 МПа – нормальний тиск атмосферного повітря;

$F_п = \frac{\pi D^2}{4}$ – площа поршня, м^2.

Для визначення тиску в циліндрі за індикаторною діаграмою використовують графічну побудову за методом Брікса (схема побудов показана на рисунку 2.2).

З центра О, що знаходиться на середині відрізка V_h, будують напівколо радіусом $R_к = \frac{1}{2}\frac{V_h}{F_п}$ (із врахуванням масштабу). Від точки О відкладають вправо відрізок, що дорівнює ОО' = $\frac{\lambda_к}{2} R_к$, м, де $\lambda_к$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна, приймають у межах $\lambda_к$ = 0,24…0,31.

З центру О проводять радіуси 01, 02, 03, … (зазвичай через 30°), з точки О' – 01', 02', 03', …, паралельно відповідним радіусам з точки О, відтворюють вертикалі до індикаторної діаграми та визначають значення тисків $p_{г1}$, $p_{г2}$, $p_{г3}$, …, $p_{гn}$ (з урахуванням масштабу).

Сила інерції мас, що рухаються

$$P_j = -m_a R_к \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_к \cos 2\varphi), \text{ Н}, \qquad (2.3)$$

де m_a – еквівалентна маса, що зосереджена на осі поршневого пальця, вона включає масу комплекту поршня та частину маси шатуна, кг;
$\omega = \pi n/30$ – кутова швидкість обертання колінчастого валу, $с^{-1}$.
φ – кут повороту кривошипа колінчастого валу; за початок відліку обирають початок такту впуску.

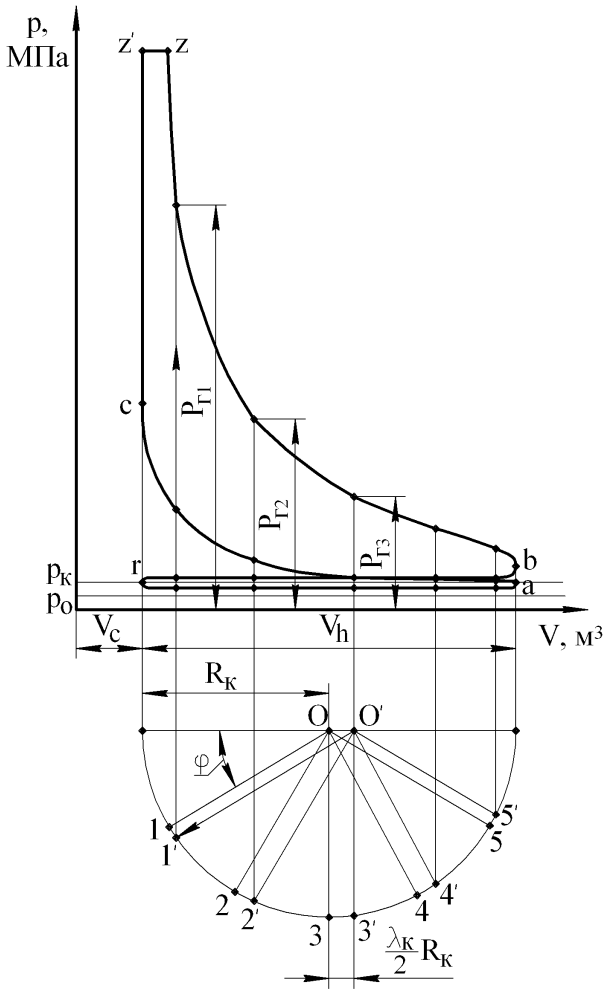

Рисунок 2.2 – Індикаторна діаграма та схема побудови за методом Брікса

Величину m_a можливо оцінити за статистичними даними з таблиці 2.1, де вказані питомі маси в кг/м^2.

Таблиця 2.1 – Питомі маси деталей КШМ, кг/м^2

Тип двигуна	Маса поршневого комплекту $m_п^{/}$, кг/м^2	Маса комплекту шатуна $m_ш^{/}$, кг/м^2
Бензиновий	40…150	50…250
Дизельний	100…400	100…350

Найбільші числові значення питомих мас характерні для двигунів застарілих конструкцій, а найменші – для сучасних найбільш швидкохідних двигунів.

Еквівалентна маса, що зосереджена на осі пальця поршня:

$$m_a = m_п^{/} F_п + (0{,}2…0{,}3)\cdot m_ш^{/} F_п, \text{ кг}. \quad (2.4)$$

Для визначення функції $(\cos\varphi + \lambda_к \cos 2\varphi)$ використовують таблицю А.2 додатку А.

Бокова сила:

$$N = P\cdot tg(\beta), \text{ Н}, \quad (2.5)$$

де β – кут між осями циліндра та шатуна.

Сила, що діє на шатун:

$$S = \frac{P}{\cos\beta}, \text{ Н}. \quad (2.6)$$

Сила, що діє уздовж радіуса кривошипа:

$$K = P\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}, \text{ Н}. \quad (2.7)$$

Сила, що діє на кривошип у тангенційному напрямі:

$$T = P\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta},\ \text{Н}. \qquad (2.8)$$

Функції tg(β), $\frac{1}{\cos\beta}$, $\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$, $\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$ визначають з таблиць додатку А в залежності від φ та $\lambda_к$.

Для спрощення проведення розрахунків складаємо таблицю діючих сил (табл. 2.2).

Таблиця 2.2 – Сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі

φ	P	$P_г$	$\cos\varphi + \lambda_к\cos2\varphi$	P_j	P	tg(β)	N	$\frac{1}{\cos\beta}$	S	$\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	K	$\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	T
°п.к.в.	кПа	кН	–	кН	кН	–	кН	–	кН	–	кН	–	кН
0 30 60 … 720													

Розрахунки виконують для різних значень кута повороту кривошипа з інтервалом Δφ = 30°.

За даними таблиці 2.2 будують графіки $P_г(\varphi)$, $P_j(\varphi)$ та $P(\varphi)$ на одному аркуші, та графіки $N(\varphi)$, $S(\varphi)$, $K(\varphi)$ – на іншому. Для чотирьохтактного двигуна діаграми сил будують у діапазоні φ = 0…720°, а для двотактного – φ = 0…360°.

2.3 Крутний момент на валу

Індикаторний крутний момент на валу від одного циліндру:

$$M_{i1} = T\cdot R_к,\ \text{кН}\cdot\text{м}. \qquad (2.9)$$

Індикаторний сумарний момент на валу:

$$M_i = M_{i1л} + M_{i1п} + M_{i2л} + M_{i2п} + \ldots + M_{i\,n}, \text{ кН·м}. \quad (2.10)$$

Для побудови кривої сумарного індикаторного моменту складають таблицю 2.3, до якої зносять значення моментів для кожного кривошипу валу з урахуванням порядку роботи циліндрів та їх розташування.

Таблиця 2.3 – Розрахунок сумарного крутного моменту двигуна

φ	$M_{i1л}$	$M_{i1п}$	….	$M_{i\,n}$	M_i
° п.к.в.	кН·м	кН·м		кН·м	кН·м
0 30 60 … 720					

В таблиці 2.3 передбачено значення $M_{i1л}$ для лівого та $M_{i1п}$ правого (для випадку V-подібного двигуна). За вихідні приймають значення для першого лівого циліндра. Значення $M_{i1п}$ аналогічні, але заносити в таблицю їх потрібно зі зсувом кута φ по відношенню до лівого циліндру на величину γ, де γ – кут між осями цих циліндрів:

$$\varphi_п = \varphi_л - \gamma = \varphi - \gamma. \quad (2.11)$$

Якщо двигун рядний, то в таблицю заносять дані для одного ряду. Зсув показника M_i за кутом повороту визначають відповідно до числа циліндрів та порядку їх роботи.

Порядок роботи циліндрів (найбільш поширені випадки):

– 4-и циліндрового двигуна 1-3-4-2 або 1-2-4-3;

– 5-ти циліндрового – 1-2-4-5-3;

– 6-ти циліндрового – 1-5-3-6-2-4;

– 8-ми циліндрового V-подібного – 1-5-4-8-6-3-7-2 або 1-5-4-2-6-3-7-8.

Тоді, наприклад, для 4-и циліндрового чотиритактного двигуна з порядком роботи 1-2-4-3:

$$\varphi_2 = \varphi_1 - \frac{720}{i} = \varphi - 180;$$
$$\varphi_3 = \varphi_1 - 3\cdot\frac{720}{i} = \varphi - 540; \qquad (2.12)$$
$$\varphi_4 = \varphi_1 - 2\cdot\frac{720}{i} = \varphi - 360;$$

де i – число циліндрів.

За розрахованими значеннями M_i будують діаграму індикаторного сумарного моменту.

Середній індикаторний момент (для чотиритактного двигуна):

$$M_{i\,ср} = \sum M_i \frac{\Delta\varphi}{720}, \text{ кН·м}, \qquad (2.13)$$

де $\Delta\varphi = 30°$ – рекомендований кут між розрахунковими точками.

Значення M_i беруть з таблиці 2.3. Кількість доданків суми (при $\Delta\varphi = 30°$) дорівнює 24.

Середній ефективний момент:

$$M_e = M_{i\,ср} \cdot \eta_м, \text{ кН·м}. \qquad (2.14)$$

Значення середнього ефективного моменту на валу двигуна може бути вирахувано також за формулою:

$$M_e = 30\frac{N_e}{\pi n}, \text{ кН·м}. \qquad (2.15)$$

Значення показника M_e, що знайдені за останнім двома формулами не повинні відрізнятися одна від іншої більш ніж на 3…4 %.

3 ОФОРМЛЕННЯ ТА ЗАХИСТ ТЕПЛОВОГО І ДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКІВ

Розрахунок оформлюють на стандартних аркушах формату А4 (297×210) або у окремому зошиті. Записи потрібно робити чітко, темною пастою в наступній послідовності:

– назва показника;

– розрахункова формула;

– підстановка необхідних цифрових значень;

– результат розрахунку;

– розмірність.

Розрахунки виконують з точністю до третьої значущої цифри після коми.

Рисунки оформлюють олівцем на міліметровому папері та додають до розрахунків.

При захисті необхідно знати назву всіх показників та формул, їх фізичний зміст, характер залежності від основних факторів, діапазон числових значень та їх розмірності.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Харків : Прапор, 2004. Т.1. 384 с.

ДОДАТОК А
Термодинамічні властивості робочого тіла

Таблиця А.1 – Теплоємності робочого тіла за сталого об'єму C_v, кДж/(кмоль·К)

t, °C	Повітря	Продукти згорання, при α = 1
0	20,759	22,187
100	20,839	22,533
200	20,985	22,885
300	21,207	23,293
400	21,475	23,712
500	21,781	24,150
600	22,091	24,586
700	22,409	25,021
800	22,714	25,441
900	23,008	25,847
1000	23,284	26,229
1100	23,548	26,593
1200	23,795	26,940
1300	24,029	27,265
1400	24,251	27,574
1500	24,460	27,866
1600	24,653	28,136
1700	24,837	28,395
1800	25,005	28,634
1900	25,168	28,863
2000	25,327	29,078
2100	25,474	29,283
2200	25,612	29,478
2300	25,746	29,658
2400	25,871	29,832
2500	25,993	29,993
2600	26,120	30,149
2700	26,250	30,298
2800	26,370	30,440

Таблиця А.2 – Кінематична функція $\cos\varphi + \lambda_к \cos 2\varphi$

φ, °п.к.в.	Знак	Значення $\lambda_к$								Знак	φ, °п.к.в.
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,24	1,25	1,26	1,27	1,28	1,29	1,30	1,31	+	360
30	+	0,99	0,99	1,00	1,00	1,01	1,01	1,02	1,02	+	330
60	+	0,38	0,37	0,37	0,36	0,36	0,35	0,35	0,34	+	300
90	–	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	–	270
120	–	0,62	0,62	0,63	0,63	0,64	0,64	0,65	0,65	–	240
150	–	0,75	0,74	0,74	0,73	0,73	0,72	0,72	0,71	–	210
180	–	0,76	0,75	0,74	0,73	0,72	0,71	0,70	0,69	–	180

Таблиця А.3 – Кінематична функція $\mathrm{tg}(\beta)$

φ, °п.к.в.	Знак	Значення $\lambda_к$								Знак	φ, °п.к.в.
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	–	360
30	+	0,12	0,13	0,13	0,14	0,14	0,15	0,15	0,16	–	330
60	+	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	–	300
90	+	0,24	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,32	–	270
120	+	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	–	240
150	+	0,12	0,13	0,13	0,14	0,14	0,15	0,15	0,16	–	210
180	+	0	0	0	0	0	0	0	0	–	180

Таблиця А.4 – Кінематична функція $\dfrac{1}{\cos\beta}$

φ, °п.к.в.	Знак	Значення $\lambda_к$								Знак	φ, °п.к.в.
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1	1	1	1	1	1	1	1	+	360
30	+	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	+	330
60	+	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,04	+	300
90	+	1,03	1,03	1,03	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	+	270
120	+	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,04	+	240
150	+	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	+	210
180	+	1	1	1	1	1	1	1	1	+	180

Таблиця А.5 – Кінематична функція $\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$

φ, °п.к.в.	Знак	Значення $\lambda_к$								Знак	φ, °п.к.в.
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1	1	1	1	1	1	1	1	+	360
30	+	0,81	0,80	0,80	0,80	0,79	0,79	0,79	0,79	+	330
60	+	0,32	0,31	0,30	0,29	0,28	0,28	0,27	0,26	+	300
90	–	0,24	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,32	–	270
120	–	0,68	0,69	0,70	0,71	0,71	0,72	0,73	0,74	–	240
150	–	0,93	0,93	0,93	0,93	0,94	0,94	0,94	0,94	–	210
180	–	1	1	1	1	1	1	1	1	–	180

Таблиця А.6 – Кінематична функція $\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$

φ, °п.к.в.	Знак	Значення $\lambda_к$								Знак	φ, °п.к.в.
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	–	360
30	+	0,60	0,61	0,61	0,62	0,62	0,63	0,63	0,64	–	330
60	+	0,97	0,98	0,98	0,98	0,99	0,99	1,00	1,00	–	300
90	+	1	1	1	1	1	1	1	1	–	270
120	+	0,76	0,76	0,75	0,75	0,74	0,74	0,73	0,73	–	240
150	+	0,39	0,39	0,39	0,38	0,38	0,37	0,37	0,36	–	210
180	+	0	0	0	0	0	0	0	0	–	180